

Быстродействующая редукционно-охлаждающая установка ЦКТИА

А.Е. Зарянкин, В.И. Черноштан, В.В. Носков, И.А. Осетров, ЗАО «ЦКТИА»

Рассматривается конструкция новой БРОУ с системой внутреннего шумоглушения и сниженным уровнем пульсаций давления в проточной части дроссельного клапана, а также те изменения, которые необходимо провести для возможности работы дроссельного клапана в горизонтальном положении.

ВВЕДЕНИЕ

Принятая программа развития теплоэнергетики предусматривает в ближайшие годы ввод в эксплуатацию нескольких крупных паротурбинных блоков и строительство новых парогазовых установок.

При столь интенсивном вводе в эксплуатацию новых энергетических объектов многократно возрастает потребность в энергетической арматуре, требования к ее качеству и спрос на новые разработки, учитывающий не только требования надежности, но и экологические требования, которые применительно к дроссельной арматуре сводятся в первую очередь к снижению акустического излучения.

В наибольшей степени эта проблема относится к РОУ и БРОУ, где при полном сбросе пара уровень шума достигает 110 ÷ 120 дБ, что делает невозможным эксплуатацию указанных установок в промышленных помещениях. Отмеченные обстоятельства диктуют принципиально новые подходы к конструкторским решениям, позволяющим уже сейчас апробировать в промышленных условиях новые образцы арматуры и, в частности, рассматривать новые перспективные РОУ и БРОУ с пониженным уровнем шума и вибрации трубопроводов.

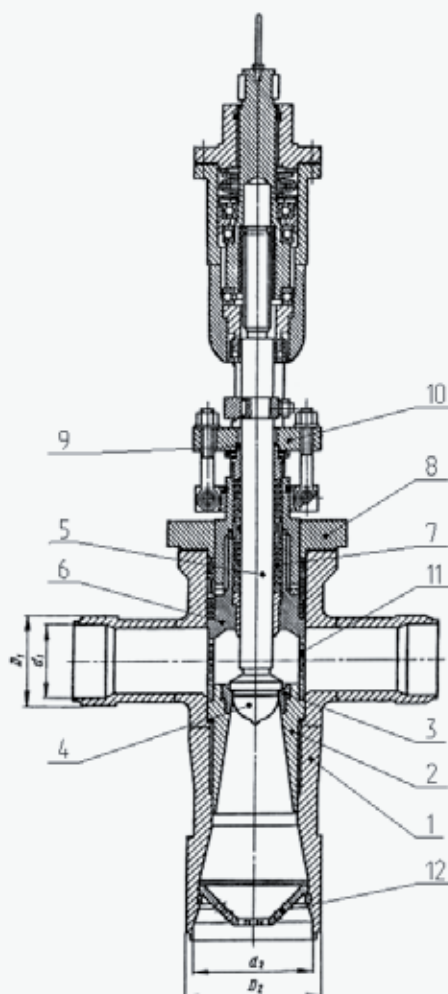
Именно такие перспективные проекты реализует в настоящее время Центральный конструкторско-технологический институт арматуростроения (ЦКТИА).

В качестве примера остановимся более подробно на конструктивных особенностях нового дроссельного клапана для БРОУ, рассчитанного на расход пара 160 т/ч при начальном давлении 75 бар.

1. Конструктивные особенности нового дроссельного клапана для БРОУ

Используемые в настоящее время запорно-дроссельные клапаны в качестве дроссельных регуляторов БРОУ, БРУ, а также РОУ (серии 890, 936, 905, 1034, 1035, 1036) выполняются неразгруженными от действия паровых усилий. Типичная конструкция такого клапана ЧЗЭМ показана на *рис. 1* [1].

Рис. 1.



Клапан состоит из корпуса *1* с двусторонними подводами пара, диффузорного седла *2* со специальной наплавкой *3*, золотника *4*, выполненного совместно с штоком *5*, буксы *6* с сальниковой набивкой *7*, крышки *8*, системы сжатия сальников *9*, бугеля *10*, защитной *11* и дроссельной *12* сеток.

Аналогичным образом выполнены и запорно-дроссельные клапаны всех указанных выше серий.

К преимуществам рассматриваемых клапанов можно отнести их конструктивную простоту и жесткую связь золотника *4* со штоком *5*, исключающих возможность самопроизвольного осевого перемещения золотника.

Однако, неразгруженные от парового нагружения клапаны требуют для перестановки золотника весьма больших осевых усилий. Для их снижения в этом случае приходится увеличивать толщины штоков, что одновременно приводит к увеличению сил трения в сальниковых уплотнениях.

С аэродинамической точки зрения неудачной является форма золотника с запорным пояском и форма наплавленного входного участка диффузора, имеющего угловой излом, образующийся сразу после посадочной поверхности.

При подъеме золотника и сверхкритических перепадах давления на клапан как на золотнике, так и на входном участке диффузора образуется сложная нестационарная волновая структура с несколькими замыкающими скачками уплотнений. При малых открытиях золотника это вызывает сильный «свистящий» высокочастотный шум и приводит к появлению на золотнике и диффузоре весьма больших динамических нагрузок, что может привести к разрушению штока. При больших открытиях золотника, когда перепады давления на клапане оказываются ниже критического значения, непосредственно после узкого регулируемого сечения образуются дискретные вихревые образования, скорость движения которых оказывается ниже средней скорости пара. Рассогласование скоростей вихревых образований и основного потока ведет к усилению пульсаций давления в потоке, чему в значительной степени способствует и диффузорная форма седла.

Здесь следует отметить, что применительно к дроссельной арматуре и, особенно, к дроссельным клапанам БРОУ и РОУ использование диффузорных седел лишено смысла, т.к. их основное назначение в обычных регулирующих клапанах сводится к преобразованию кинетической энергии потока в потенциальную, то есть к повышению статического давления за клапаном. Задача же дроссельной арматуры состоит в непрерывном снижении давления по ходу дросселируемой среды.

Во многих случаях, в том числе и в регулирующих клапанах, при неравномерном входном поле скоростей перед диффузором или неправильном выборе его угла раскрытия, восстановление давления в диффузорном седле не происходит, и такое седло оказывается генератором добавочных пульсаций давлений в потоке. Согласно [2, 3] уровень пульсаций давлений в потоке при отрывном характере течения в диффузоре достигает 10 ÷ 12% от начального давления пара, что ведет к неоправданно высоким дина-

мическим нагрузкам на все элементы клапана и, как уже отмечалось, является источником высокого акустического излучения.

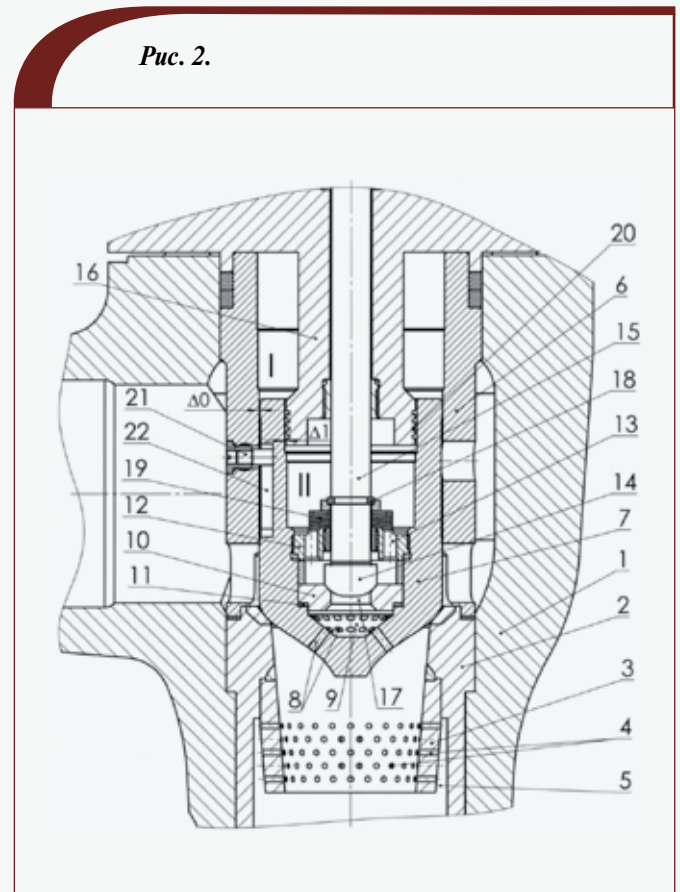
При создании нового запорно-дроссельного клапана основное внимание уделялось устранению отмеченных недостатков стандартных дроссельных клапанов.

2. Конструктивные особенности нового запорно-дроссельного клапана для БРОУ

Клапан, приведенный на *рис.2*, состоит из корпуса *1* с односторонним подводом пара, в котором установлено не диффузорное, а конфузорное седло *2* с перфорированной отверстиями $\varnothing 5$ мм боковой поверхностью *3*. Эта часть седла приварена к его входному участку, а отверстия перфорации *4* соединяют внутренний канал с внешним пространством *5*.

Для надежности крепления седла сверху оно прижимается к корпусу торцевой частью направляющего стакана *6*, внутри которого перемещается профилирован-

Рис. 2.



ный золотник *7*. Его профильная часть выполнена таким образом, что при больших подъемах (свыше 50%) между золотником и входным участком седла образуется кольцевой конфузорный канал, исключающий возможность отрыва потока с поверхности золотника. Для ликвидации возможной асимметрии течения при малых открытиях золотника, когда с его поверхности возможен срыв потока, в нижней профилированной части выполнено два пояса перфорации *8*, замкнутых на общую демпферную камеру *9*.

Учитывая сравнительно большой посадочный диаметр золотника ($D_n = 140$ мм), клапан выполнен с внутренней разгрузкой от паровых усилий.

Разгрузочный клапан **14**, представляющий собой шаровую головку штока, перекрывает седло разгрузочного клапана **10**, установленного на скользящей посадке внутри золотника **7**. Для предотвращения протечки пара мимо разгрузочного отверстия **17** седло прижимается к прокладке **11** специальными прижимными винтами, ввернутыми в крепежную гайку **12**.

Шток **15**, обеспечивающий перестановку золотника, проходит наружу клапана через буксу **16** и концевые сальниковые уплотнения, расположенные в расточке буксы, и соединяется с электроприводом.

Для исключения возможности осевых колебаний штока при малых паровых нагрузках золотника между опорной гайкой **12** и упорным кольцом **18** установлены четыре тарельчатые пружины **19** с предварительным натягом порядка 1000 Н. На внешней части буксы **16** выполнен цилиндрический прилив с проточками **20** таким образом, чтобы между цилиндрической

поверхностью прилива и внутренней поверхностью золотника образовался зазор Δ_1 . Величина этого зазора зависит от значения зазора Δ_0 между наружной поверхностью золотника **7** и стаканом **6**, а также от максимального усилия, развиваемого электроприводом.

Для предотвращения поворота золотника вокруг продольной оси клапана на стакане **6** установлена съемная шпонка **21**, входящая в шпоночный паз **22**, выполненный на внешней поверхности цилиндрической части золотника.

Принцип работы клапана состоит в следующем.

В начальный момент при подъеме разгрузочного клапана **14** (головки штока) открывается проход пара из внутренней полости золотника **7** через разгрузочное отверстие **17** седла **10** и отверстия перфорации **8** в конфузорное седло **2**. Поскольку суммарная проходная площадь отверстий **13**, **17** и **8** намного больше кольцевой площади, определяемой зазором Δ_1 , между буксой **16** и внутренней поверхностью золотника **7**, то давление внутри золотника становится близким к давлению за клапаном. В результате для отрыва золотника **7** от седла **2** требуется преодолеть силу, равную:

$$R_{x0} = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_1^2) (P_x - P_2),$$

где D_n – диаметр посадки золотника на седло;

D_1 – внутренний диаметр золотника;

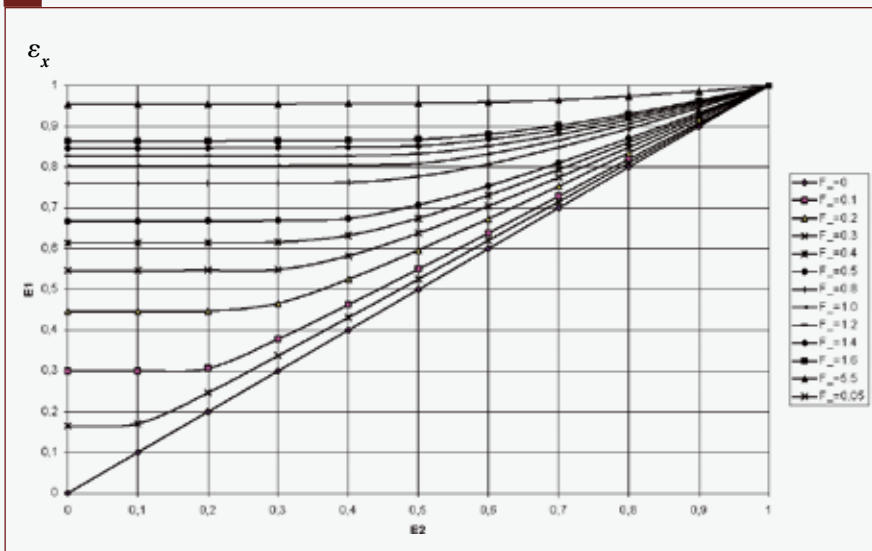
P_x – давление в полости **I** над золотником;

P_2 – давление под золотником **7** клапана.

Давление P_x определяется соотношением между зазорами Δ_1 и Δ_0 . Чем меньше зазор Δ_1 относительно зазора Δ_0 , тем выше давление P_x и в пределе это давление может быть близким к начальному давлению пара перед клапаном.

Для оценки этого давления $\varepsilon_x = P_x/P_0$ на **рис.3** приведена номограмма, связывающая относительное давление ε_x с общим относительным давлением за клапаном ($\varepsilon_2 = P_2/P_0$), при различных соотношениях между площадями $F_0 = \pi D_0 \Delta_0$ и $F_1 = \pi D_1 \Delta_1$ (D_0 – наружный диаметр золотника).

Рис. 3.



Чем меньше отношение

$$\bar{F} = \frac{F_0}{F_1} = \frac{D_0 \Delta_0}{D_1 \Delta_1},$$

тем ниже относительное давление ε_x и абсолютное давление P_x в полости **I** над золотником. Т.е., изменяя соотношение между зазорами Δ_0/Δ_1 , можно при заданных диаметрах D_0 и D_1 в широком диапазоне менять степень разгрузки клапана.

Непосредственно после отрыва золотника **7** от седла **2** усилие на штоке клапана начинает увеличиваться, поскольку давление на начальном участке профилированной части между диаметрами D_0 и D_n снижается в связи с резким ускорением пара на этом участке. Ориентировочно добавочный прирост силы на штоке при начальном ходе золотника можно оценить по следующей приближенной формуле:

$$\Delta R_x = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_n^2) \frac{P_0 + P_*}{2},$$

где P_* – критическое давление, равное $P_* = \varepsilon_* P_0$ для пара $\varepsilon_* = 0,546$.

При дальнейшем подъеме золотника и неизменном на всем его ходе зазора Δ_1 усилие на золотнике интенсивно снижается, т.к. отверстия **8** перфорации на профилированной поверхности золотника располагаются в области минимального давления, и среднее давление на нижней обтекаемой поверхности становится выше, чем давление в его внутренней полости **II**.

Типичная картина изменения безразмерного усилия $\bar{F} = F_1/F_0$ на штоке разгруженного клапана в зависимости от положения золотника приведена на **рис.4**, которая полностью соответствует сделанному выше анализу

(F_p , F_0 — площади, соответствующие зазору Δ_1 и Δ_0 на *рис.2*).

Вначале после отрыва золотника от седла усилие интенсивно увеличивается и достигает максимальной величины при $h = 2,5$ мм. Затем сила на штоке быстро снижается и уже при подъеме золотника $h = 12$ мм становится близкой к нулю, а при $h > 13$ мм знак усилия на штоке меняется на обратный, причем на больших подъемах может измениться и направление силы, прижимающей золотник к головке штока.

В результате практически на всех разгруженных клапанах существует диапазон открытий, где возможно возникновение сильных осевых автоколебаний.

Рис. 4.



Природа их развития состоит в следующем. Как уже отмечалось, при высокой степени разгрузки, начиная с некоторого подъема золотника, сила прижатия его к головке штока становится близкой к нулю и даже может менять свой знак. В этом случае происходит подъем золотника, и головка штока перекрывает отверстие 17 в седле разгрузочного клапана. Соответственно давление над золотником возрастает, и он снова опускается на величину хода разгрузочного клапана (в данном случае на 10 мм). Далее происходит периодическое повторение этого процесса, внешними проявлениями которого являются резкие металлические удары с низкой частотой (1 ÷ 5 Гц). В результате возникающей осевой вибрации разрушается либо шток, либо электропривод.

Для предотвращения подобных режимов работы приходится снижать степень разгрузки клапана или предусматривать, начиная с некоторого подъема золотника, подгрузку его дополнительным паровым усилием.

В рассматриваемом случае снизить степень разгрузки оказалось невозможно в связи с отсутствием быстрей-

твующего электрического привода, развивающего усилие на штоке свыше 20 кН, и для предотвращения осевых колебаний золотника была использована его подгрузка за счет изменяющегося по высоте зазора Δ_1 .

Практическая реализация этого принципа подгрузки клапана схематически показана на *рис.5*. На первых 4 мм хода золотника зазор Δ_{11} выполнен заметно большим, чем зазор Δ_{01} , что приводит к сильному снижению давления P_x при открытии разгрузочного клапана 14 (*рис.2*), обеспечивая, тем самым, глубокую разгрузку клапана от паровых усилий на первом этапе поднятия золотника. Затем, когда усилие на штоке начинает интенсивно снижаться ($h > 4$ мм), зазор Δ_1 уменьшается до значения $\Delta_{12} \approx (0,6 \div 0,8) \Delta_{01}$.

В результате происходит увеличение давления P_x и подгрузка золотника дополнительной осевой силой. При этом на силовой характеристике точка перехода силы на штоке через нулевое значение смещается в область больших открытий клапана.

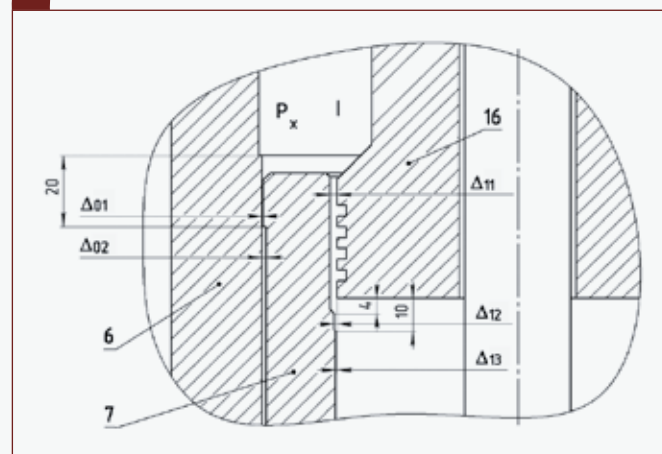
При подъеме золотника на 14 мм происходит очередное уменьшение зазора Δ_1 до значения $\Delta_{13} = 0,2$ мм. В этом случае давление P_x в полости I увеличивается практически до давления свежего пара P_0 , и обеспечивается максимальная подгрузка золотника паровым усилием.

Испытания, проведенные в МЭИ, показали высокую эффективность подобной подгрузки, которая исключает возможность появления осевых автоколебаний золотника.

Как и все дроссельные клапаны БРОУ и РОУ, рассматриваемый клапан проектировался для вертикальной установки на трубопроводе, и для этого положения проводились как газодинамические расчеты, так и экспериментальные исследования на воздушных стендах.

Однако, при его практическом использовании на Ивановской парогазовой установке он был установлен в горизонтальном положении. В свою очередь, это потре-

Рис. 5.



бовало дорогостоящей адаптации клапана к новым условиям эксплуатации.

Остановимся на этом вопросе более подробно.

3. Результаты промышленной адаптации нового запорно-дроссельного клапана для работы в горизонтальном положении

При развороте клапана в горизонтальное положение, который проектировался для работы в вертикальном положении, возникает ряд достаточно серьезных проблем.

Во-первых, нарушается осевая симметрия всех зазоров и, соответственно, меняются все коэффициенты расходов через основные зазоры Δ_0 и Δ_1 , определяющие силовую характеристику клапана. Кроме того, меняются и значения критических перепадов давления для асимметричных осевых зазоров, причем возникает очень большая сложность с оценкой как коэффициентов расхода, так и с определением критических отношений расходов, поскольку для асимметричных щелей опытных данных практически нет.

Во-вторых, в чисто механическом плане при горизонтальном положении клапана золотник ложится на образующую направляющего стакана, и ось штока располагается под некоторым углом по отношению к продольной оси клапана.

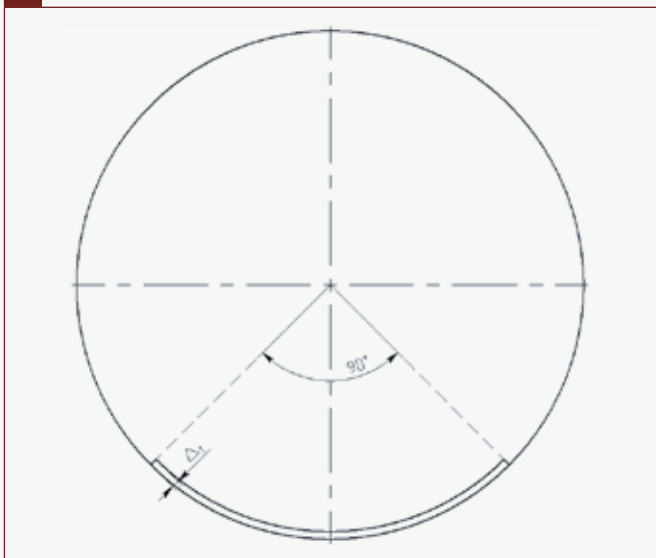
В рассматриваемом случае в области расположения сальниковых уплотнений было установлено одно стальное кольцо, обеспечивающее при вертикальном расположении штока соосность его перемещения по вертикали. При повороте клапана в горизонтальное положение это кольцо, выполненное с малым радиальным зазором относительно штока, явилось причиной заклинивания штока, который оказался расположенным под некоторым углом относительно продольной оси клапана.

При горизонтальном расположении клапана заклиниванию способствовало и то обстоятельство, что допуск на радиальное биение штока был не настолько жестким, как того требовало горизонтальное расположение клапана. В связи с этим, для исключения заклинивания в сальниковом уплотнении, на значительном расстоянии друг от друга были установлены два стальных опорных кольца и увеличен зазор между штоком и гайкой **12**. Эти изменения позволили при отсутствии пара легко перемещать золотник по нижней образующей направляющего стакана **6**.

Однако, нарушение осевой симметрии в зазорах Δ_0 и Δ_1 в совокупности с достаточно большим полем отклонений этих зазоров от проектных значений привело к переразгрузке клапана, и при его открытии на 14 мм возникли сильные осевые автоколебания золотника в пределах свободного хода разгрузочного клапана **14**. Для их ликвидации в промышленных условиях была введена третья ступень подгрузки золотника (уменьшение зазора Δ_1 до Δ_{13}), и при $h = 14$ мм выполнена проточка на внутренней поверхности стакана, увеличившая зазор Δ_{02} до 1 мм.

Одновременно для страховки на штоке была выполнена проточка для установки опорного кольца, и размещены между этим кольцом и гайкой четыре тарельчатые пружины, прижимающие головку штока к внутренней

Рис. 6.



торцевой поверхности гайки **12** (рис.2). Весь комплекс проведенных мероприятий обеспечил работоспособность клапана в горизонтальном положении в пределах всего рабочего хода золотника при начальном давлении $P_0 = 7,8$ МПа и усилия, необходимого для перемещения золотника на уровне, не превышающем 20 кН.

Следует заметить, что при том соотношении между посадочным диаметром D_n и диаметром штока $d_{шт}$, которое имеет место в рассматриваемом клапане, это предельно низкое перестановочное усилие золотника.

Для примера можно указать, что для перестановки регулирующего разгруженного клапана с посадочным диаметром $D_n = 150$ мм и диаметром штока $d_{шт} = 45$ мм на паровых турбинах при давлении пара $P_0 = 13$ МПа используют сервомоторы с перестановочным усилием порядка 100 кН.

К сожалению, для привода рассматриваемого клапана в силу указанных выше причин пришлось использовать сравнительно маломощный электропривод, исключающий запас по величине перестановочных сил.

Наконец, необходимо обратить внимание еще на одно обстоятельство, затрудняющее закрытие клапана при его горизонтальном положении. Речь идет о проточке, которая была выполнена на внутренней поверхности стакана **6** для увеличения зазора Δ_{02} (рис.5). При вертикальном расположении клапана наличие этой проточки не влияет на свободу перемещения золотника при его закрытии. Однако, в горизонтальном положении при большом открытии золотника его центр тяжести выходит из опорной поверхности, и золотник перекашивается. Для его обратного закрытия приходится прикладывать значительную добавочную силу, чтобы вновь надвинуть золотник через уступ, образованный проточкой на стакане, на опорную поверхность стакана.

Этот недостаток горизонтально расположенного клапана дал толчок к решению всей проблемы, связанной с работоспособностью клапанов при различном их положении. Решение оказалось весьма простым и сводится к

тому, чтобы на конечном этапе изготовления направляющего стакана на одной из его сторон (при горизонтальном расположении это нижняя часть стакана) выполнить наплавку, так, как это показано на **рис. 6**. Толщина наплавки Δ_1 равна радиальному зазору между направляющим стаканом и поверхностью золотника.

4. Выводы

1. Новый дроссельно-регулирующий клапан, предназначенный для установки в вертикальном положении в составе БРОУ, характеризуется сниженными шумовыми характеристиками, сравнительно низкими значениями перестановочных усилий золотника и низким уровнем вибрации как самого клапана, так и связанного с ним трубопровода.

2. При установке нового клапана в горизонтальном положении происходит перекося оси штока относительно

продольной оси клапана, а нарушение осевой симметрии в зазорах, определяющих систему разгрузки клапана, требует для восстановления работоспособности клапана дополнительной доработки, суть которой сводится к секторной наплавке нижней половины направляющего стакана и введению второй ступени подгрузки клапана в зоне его больших открытий.

3. Для страховки клапана от возникновения осевых колебаний в пределах хода разгрузочного клапана шток был добавочно подгружен тарельчатыми пружинами, постоянно прижимающими золотник к головке штока.

4. После проведенной доработки клапан может эксплуатироваться как в вертикальном, так и в горизонтальном положении при сохранении всех качеств, указанных в п.1 выводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арматура энергетическая АО «Чеховский завод энергетического машиностроения». Каталог. Центральный научно-исследовательский институт информации и технико-экономические исследования по тяжелому и транспортному машиностроению. М.: 1987. 160 с.

2. Экспериментальный анализ пульсаций давления в пароподводящих органах турбоагрегата /А.Г. Костюк, А.И. Ку-

менко, А.С. Некрасов, С.В. Медведев // Теплоэнергетика. 2000. №6, стр. 50-57.

3. Исследования виброактивности регулирующих клапанов системы парораспределения ЦВД паровой турбины К-200-130 / В.Ф. Касилов, С.В. Калинин, В.М. Гвоздев // Теплоэнергетика. 2001, №11, стр. 13-20.

4. В.И. Черноштан, В.А. Кузнецов Трубопроводная арматура ТЭС. М.: Изд-во МЭИ 2001.

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
ЯРГАЗАРМАТУРА
 ЧАЙКОВСКИЙ ФИЛИАЛ

КРАНЫ ШАРОВЫЕ
 DN 6...100 mm, PN 1,6...16 МПа

ШТУЦЕРНЫЕ
 МУФТОВЫЕ
 ФЛАНЦЕВЫЕ
 ПОД ПРИВАРКУ
 КОМБИНИРОВАННЫЕ

Для агрессивных и неагрессивных сред из любого материала по выбору заказчика.
 ООО ЧФ «Яргазарматура» комплектует шаровые краны пневмо- и электроприводами фирм AUMA, Festo, ЗЭИМ по заданию заказчика.

ООО «ЯРГАЗАРМАТУРА» филиал в г. Чайковский
 Россия, 617766, г. Чайковский-6, ул. Декабристов, д. 29
 тел.:(34241) 2-09-62 (отдел маркетинга), тел/факс:(34241) 2-87-63
 e-mail: gaz-arm@mail.ru